

Attorney Docket # 4452-568

Patent

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Application of

Herbert JOHANN et al.

Serial No.: 10/610,934

Filed: July 01, 2003

For: Hydrodynamic Torque Converter With At
Least One Axial Bearing Arrangement For
Supporting The Stator

Mail Stop
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

LETTER TRANSMITTING PRIORITY DOCUMENT

SIR:

In order to complete the claim to priority in the above-identified application under 35 U.S.C. §119, enclosed herewith is a certified copy of each foreign application on which the claim of priority is based: Application No. **03013214.6**, filed on June 12, 2003, in Europe.

Respectfully submitted,
COHEN, PONTANI, LIEBERMAN & PAVANE

By

Thomas C. Pontani
Reg. No. 29,763
551 Fifth Avenue, Suite 1210
New York, New York 10176
(212) 687-2770

Dated: October 21, 2003



Europäisches
Patentamt

European
Patent Office

Office européen
des brevets



Bescheinigung

Certificate

Attestation

Die angehefteten Unterlagen stimmen mit der ursprünglich eingereichten Fassung der auf dem nächsten Blatt bezeichneten europäischen Patentanmeldung überein.

The attached documents are exact copies of the European patent application described on the following page, as originally filed.

Les documents fixés à cette attestation sont conformes à la version initialement déposée de la demande de brevet européen spécifiée à la page suivante.

Patentanmeldung Nr. Patent application No. Demande de brevet n°

03013214.6

Der Präsident des Europäischen Patentamts;
Im Auftrag

For the President of the European Patent Office

Le Président de l'Office européen des brevets
p.o.

R C van Dijk

DEN HAAG, DEN
THE HAGUE, 02/07/03
LA HAYE, LE



Europäisches
Patentamt

European
Patent Office

Office européen
des brevets

**Blatt 2 der Bescheinigung
Sheet 2 of the certificate
Page 2 de l'attestation**

Anmeldung Nr.:
Application no.:
Demande n°: 03013214.6

Anmeldetag:
Date of filing:
Date de dépôt: 12/06/03

Anmelder:
Applicant(s):
Demandeur(s):
ZF Sachs AG
97424 Schweinfurt
GERMANY

Bezeichnung der Erfindung:
Title of the invention:
Titre de l'invention:

Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit zumindest einer das Leitrad abstützenden Axiallagerung

In Anspruch genommene Priorität(en) / Priority(ies) claimed / Priorité(s) revendiquée(s)

Staat:
State:
Pays:

Tag:
Date:
Date:

Aktenzeichen:
File no.
Numéro de dépôt:

Internationale Patentklassifikation:
International Patent classification:
Classification internationale des brevets:

/

Am Anmeldetag benannte Vertragsstaaten:
Contracting states designated at date of filing:
Etats contractants désignés lors du dépôt:

AT/BG/BE/CH/CY/CZ/DE/DK/EE/ES/FI/FR/GB/GR/HU/IE/IT/LI/LU/MC/

Bemerkungen:
Remarks:
Remarques:

Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit zumindest einem das Leitrad abstützenden Axiallagerung

Beschreibung

EPO - Munich
80
12. Juni 2003

Die Erfindung betrifft einen hydrodynamischen Drehmomentwandler gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein solcher Drehmomentwandler ist beispielsweise durch die DE 197 52 187 A1 bekannt. Der Drehmomentwandler verfügt über ein Wandlergehäuse zur Aufnahme zumindest eines Pumpen-, eines Turbinen- und eines Leitrades, wobei die vorgenannten Räder zur Bildung eines hydrodynamischen Kreises dienen. Das Leitrad wird beidseits über je eine Axiallagerung positioniert, wobei axial zwischen einem Bauteil des Leitrades, insbesondere dessen Freilauf, und der besagten Axiallagerung je ein Stützelement vorgesehen ist, das der Axiallagerung zugeordnet und mit einer Stützelementen-Lagerseite der Axiallagerung zugewandt ist, mit einer Stützelementen-Leitradseite dagegen dem Freilauf des Leitrades. Diese Stützelemente verfügen über Strömungsdurchgänge für viskoses Medium, um auf diese Weise eine Verbindung zwischen zumindest einer an einer Druckquelle angeschlossenen Strömungsleitung und dem hydrodynamischen Kreis herzustellen, wobei der Strömungsdurchgang über ein Strömungsbett und, sich an dieses beidseits jeweils anschließend, über Begrenzungswände verfügt, die vom Strömungsbett auf das axiale Niveau der Stützelementen-Lagerseite führen.

Üblicherweise werden bei derartigen Drehmomentwandlern als Axiallagerungen Nadelager eingesetzt, die aus Kostengründen als sogenannte „Kompaktlager“ ausgebildet sind und sich dadurch auszeichnen, dass sie über zwei zueinander drehbare, relativ dünne Lagerscheiben mit dazwischen angeordneten Wälzkörpern verfügen.

Da auf diese Axiallagerungen relativ große Axialkräfte ausgeübt werden, kann insbesondere dann, wenn das Stützelement an seiner Stützelementen-Lagerseite mit großvolumigen Strömungsdurchgängen ausgebildet ist, die diesem Strömungsdurchgang benachbarte Lagerscheibe unter der Wirkung der Wälzkörper des Kompaktlagers unter plastischer Verformung in den Strömungsdurchgang hineingedrückt werden, was letztendlich zu einer Schädigung der Axiallagerung sowie zu einer Verengung des Strömungsdurchganges führt. Zur Minderung dieses Problems kann zwar, wie bei der DE 197 52 187 A1 realisiert, der Strömungsdurchgang mit starker Komponente in Umfangsrichtung ausgebildet werden, um trotz der Strömungsdurchgänge stets radiale Kontaktflächen für die Lagerscheibe des Kompaktlagers an der Stützelementen-Lagerseite bereitstellen zu können, jedoch ergeben sich hierdurch unerwünscht lange Durchflusswege für das viskose Medium innerhalb der Strömungsdurchgänge. Dennoch sind, trotz dieser konstruktiven Maßnahme, plastische Verformungen an der betroffenen Lagerscheibe nicht vollends auszuschließen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, jeweils einer Axiallagerung zugeordnete Stützelemente derart weiterzubilden, dass diese eine Schädigung von Lagerscheiben insbesondere eines Kompaktlagers vermeiden und dennoch einen vergleichbar hohen Volumenstrom viskosen Mediums auf kurzem Durchflussweg passieren lassen.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Anspruches 1 angegebenen Merkmale gelöst. Durch die im Wesentlichen ebenflächige Ausbildung des Stützelementes an dessen der Axiallagerung zugewandten Stützelementen-Lagerseite wird die Grundlage geschaffen, dass eine an der Axiallagerung vorgesehene Lagerscheibe – insbesondere bei Ausbildung der Axiallagerung als Kompaktlager – unterbrechungslos eine Abstützung an der Stützelementen-Lagerseite vorfindet, sodass insbesondere durch die Wälzkörper der Axiallagerung ausgeübte Axialkräfte großflächig über die Lagerscheibe auf das benachbarte Stützelement übertragen werden können.

Um bei dem Stützelement bei Einleitung einer Axialkraft eine plastische Verformung der Stützelementen-Lagerseite zu verhindern, ist der wenigstens eine Strömungsdurchgang, der erfindungsgemäß an der von der Axiallagerung abgewandten Stützelementen-Leitradseite vorgesehen ist, mit einer Versteifung in seinem Erstreckungsbereich ausgebildet, die durch zumindest partielle Verbindung zwischen einem Strömungsbett des Strömungsdurchganges und der wenigstens einen Begrenzungswand nicht nur den Strömungsdurchgang verformungsstabiler gestaltet, sondern gleichzeitig dazu befähigt ist, an der Stützelementen-Lagerseite aufgenommene Axialkräfte am Strömungsbett des Strömungsdurchganges aufzunehmen und über die wenigstens eine Begrenzungswand an die Stützelementen-Leitradseite weiterzuleiten, sodass diese Axialkraft unmittelbar auf das der Stützelementen-Leitradseite benachbarte Bauteil des Leitrades, wie beispielsweise den Freilauf-Außenring, einleitbar ist. Vorzugsweise wird hierbei die Versteifung an einer Stelle größerer Verformungsweichheit des Strömungsbettes vorgesehen, an welcher die durch die Versteifung ausgeübte Stabilisierung besonders hoch ist.

Da die Versteifung innerhalb des Strömungsdurchganges angeordnet ist und sich von dessen Strömungsbett aus in Richtung der Stützelementen-Leitradseite weisend, ausdehnt, wird durch die Versteifung kein Bauraum verbraucht, und zudem kann die Versteifung innerhalb des Strömungsdurchganges eine strömungsleitende Funktion enthalten. So kann einer Versteifung insbesondere am motorseitigen Stützelement die Funktion eines den Strömungsdurchgang einengenden Drosselementes zugewiesen werden, was sich wie folgt erklärt:

Üblicherweise wird der Strömungsdurchgang des getriebeseitigen Stützelementes zur Versorgung des hydrodynamischen Kreises mit frischem viskosen Medium verwendet, während der Strömungsdurchgang im motorseitigen Stützelement zur Gewährleistung der Rückführung viskosen Mediums genutzt wird. Über den motorseitigen Strömungsdurchgang kann demnach auf einfache Weise eine Durchflussregelung für den hydrodynamischen Kreis geschaffen werden, wofür einerseits der motorseitige Strömungsdurchgang ein geringeres Durchflussvolumen wie der getriebeseitige Strömungsdurchgang aufweisen kann, was durch die in den Strömungs-

durchgang hineinragende Versteifung durch weitere Verengung des Strömungsdurchganges noch verstärkt werden kann.

Gleichzeitig kann die Versteifung auch dazu benutzt werden, eine eventuell vorhandene Restleckage aus dem getriebeseitigen Strömungsdurchgang in den motorseitigen Strömungsdurchgang zumindest zu reduzieren, wobei diese Restleckage bevorzugt im radialen Erstreckungsbereich der Wälzkörper des Freilaufes erfolgt. Entweder kann durch die Versteifung durch Umlenken des vom getriebeseitigen Strömungsdurchgang ankommenden Mediums in Richtung zu seiner Herkunftsstelle das Problem der Restleckage gemindert werden, oder aber die Versteifung verschließt zumindest weitgehend den motorseitigen Strömungsdurchgang für das über die Restleckageverbindung ankommende viskose Medium.

Gemäß vorteilhafter Weiterbildungen verlaufen die Strömungsdurchgänge im Wesentlichen in radialer Richtung, sodass sich kurze Strömungswege für das viskose Medium innerhalb der Strömungsdurchgänge ergeben. Hierbei können die Strömungsdurchgänge wegen der glattflächigen Stützelementen-Lagerseite und wegen der Versteifungen in den Strömungsdurchgängen in Umfangsrichtung sehr breit ausgebildet sein.

Im Folgenden wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand einer Zeichnung näher erläutert. Es zeigt:

Fig. 1 Die obere Hälfte eines Längsschnittes durch einen Drehmomentwandler mit Axiallagerungen und mit über zumindest einen Strömungsdurchgang verfügenden, den Axiallagerungen jeweils zugeordneten Stützelementen;

Fig. 2 eine Herauszeichnung des getriebeseitigen Stützelementes der Fig. 1 mit Blickrichtung gemäß der Schnittlinie II-II in Fig. 1;

Fig. 3 das Stützelement gemäß der mit Pfeil B dargestellten Blickrichtung in Fig. 2.

In Fig. 1 ist ein hydrodynamischer Drehmomentwandler 1 dargestellt, der um eine Drehachse 3 Rotationsbewegungen auszuführen vermag. Der hydrodynamische Drehmomentwandler 1 verfügt über ein Wandlergehäuse 5, das an seiner einem nicht gezeigten Antrieb, wie beispielsweise einer Brennkraftmaschine, zugewandten Seite einen Wandlerdeckel 7 aufweist, der fest mit einer Pumpenradschale 9 verbunden ist. Diese geht im radial inneren Bereich in eine Pumpenradnabe 11 über.

Zurückkommend auf den Wandlerdeckel 7, weist dieser im radial inneren Bereich eine einen Lagerzapfen 13 tragende Zapfennabe 12 auf, wobei der Lagerzapfen 13 in bekannter und daher nicht näher dargestellter Weise an einem Element des Antriebs, wie beispielsweise einer Kurbelwelle, zur antriebsseitigen Zentrierung des Wandlergehäuses 5 aufgenommen ist. Weiterhin verfügt der Wandlerdeckel 7 über eine Befestigungsaufnahme 15, die üblicherweise zur Befestigung des Wandlergehäuses 5 am Antrieb dient, und zwar vorzugsweise über eine nicht gezeigte Flexplatte. Bezüglich einer zeichnerischen Darstellung der Aufnahme des Lagerzapfens eines Drehmomentwandlers in einer Kurbelwelle eines Antriebs sowie einer Anbindung des Drehmomentwandlers über eine Flexplatte an die Kurbelwelle wird beispielhaft auf die DE 32 22 119 C1, Fig. 1 verwiesen.

Die bereits erwähnte Pumpenradschale 9 bildet zusammen mit Pumpenradschaufeln 16 ein Pumpenrad 17, das mit einem eine Turbinenradschale 21 sowie Turbinenradschaufeln 22 aufweisenden Turbinenrad 19 sowie mit einem Leitrad 23 zusammenwirkt. Pumpenrad 17, Turbinenrad 19 und Leitrad 23 bilden in bekannter Weise einen hydrodynamischen Kreis 24, der einen Innentorus 25 umschließt.

Erwähnt werden sollte weiterhin, dass Leitrad-schaufeln 28 des Leitrades 23 auf einer Leitradnabe 26 vorgesehen sind, die auf einem Freilauf 27 angeordnet ist. Der Letzgenannte stützt sich über ein getriebeseitiges Stützelement 100, das einer benachbarten Axiallagerung 29 zugeordnet ist, an der Pumpenradnabe 11 axial ab und steht in drehfester, aber axial relativ verschiebbarer Verzahnung 32 mit einer Stützwelle 30, die radial innerhalb der Pumpenradnabe 11 angeordnet ist, und ebenso wie

diese eine im Wesentlichen ringförmige erste Strömungsleitung 164 radial begrenzt. Die als Hohlwelle ausgebildete Stützwelle 30 ihrerseits umschließt eine Getriebeeingangswelle 36, die zusammen mit der Stützwelle 30 eine ebenfalls im Wesentlichen ringförmige zweite Strömungsleitung 168 radial begrenzt. Die Getriebeeingangswelle 36 ist mit einer Mittenbohrung 37 zum Durchgang von Hydraulikflüssigkeit versehen und nimmt über eine Verzahnung 34 eine Turbinennabe 33 drehfest, aber axial verschiebbar auf, wobei diese Turbinennabe 33 in einem radial äußeren Bereich zur Befestigung eines Turbinenradfußes 31 mittels einer Nietverbindung 63 dient. Die Turbinennabe 33 stützt sich einerseits über eine Axiallagerung 35 und ein derselben zugeordnetes, motorseitiges Stützelement 102 am bereits genannten Freilauf 27 ab, und kommt andererseits über eine Axiallagerung 44 an der Zapfennabe 12 zur Anlage. Nach radial innen hin ist die Turbinennabe 33 über eine Abdichtung 38 gegenüber der Getriebeeingangswelle 36 abgedichtet, nach radial außen durch eine Abdichtung 39 gegenüber der Zapfennabe 12.

Die bereits erwähnte Mittenbohrung 37 in der Getriebeeingangswelle 36 dient zur Druckbeaufschlagung einer zur Betätigung einer Überbrückungskupplung 56 benötigten Kammer 55, die axial zwischen dem Wandlerdeckel 7 und einem Kolben 54 der Überbrückungskupplung 56 angeordnet ist. Hierzu gelangt über die Mittenbohrung 37 der Getriebeeingangswelle 36 eingeströmte Hydraulikflüssigkeit in einen Übergangsraum 40 und von diesem über Kanäle 46 der als Strömungsdurchlass dienenden Zapfennabe 12 nach radial außen in die Kammer 55. Der Kolben 54 der Überbrückungskupplung 56 ist zentrisch zum Wandlerdeckel 7 angeordnet, mit seiner von der Kammer 55 abgewandten Seite dem hydrodynamischen Kreis 24 zugewandt und in Abhängigkeit von den Druckverhältnissen im hydrodynamischen Kreis 24 sowie in der Kammer 55 zwischen zwei unterschiedlichen Grenzstellungen axial bewegbar. Für diese Bewegung ist der Kolben 54 mittels eines Kolbenfußes 52 an einem an der Zapfennabe 12 befestigten Kolbenträger 104 und mittels einer Schiebeführung 106 an einem Axialrücksprung 108 des Wandlerdeckels 7 zentriert. Sowohl in die Schiebeführung 106 als auch in den Kolbenfuß 52 ist jeweils eine Kolbendichtung 50, 51 eingelassen, die ihre Abdichtfunktion zwischen dem hydrodynamischen Kreis 24 und der Kammer 55 wahrnimmt.

Axial zwischen einem Druckstempel 110 des Kolbens 54 und einer Anpressplatte 112, die axial zwischen dem Wandlerdeckel 7 und der Pumpenradschale 9 befestigt ist, ist ein Lamellenpaket 65 angeordnet, das über Außenlamellen 66 und über Innenlamellen 68 verfügt. Die Außenlamellen 66 sind an ihrem jeweiligen Außenumfang - in Umfangsrichtung gesehen - mit Verzahnungen 71 versehen, die mit am Wandlerdeckel 7 befestigten, als Außenlamellenträger 77 dienenden, zapfenförmigen Drehsicherungen 76 drehfest, aber axial verschiebbar, verbunden sind. Die Innenlamellen 68 wiederum sind an ihrem jeweiligen Innenumfang - in Umfangsrichtung gesehen - mit Verzahnungen 72 versehen, die mit Verzahnungen 74 eines am Turbinenradfuß 31 sowie an der Turbinennabe 33 befestigten Innenlamellenträgers 78 in drehfester, aber axial verschiebbarer Verbindung stehen.

Bei ausgerückter Überbrückungskupplung 55 steht der Kolben 54 in seiner in Fig. 1 eingezeichneten ersten Grenzstellung, in welcher die Lamellen 66, 68 axial entlastet sind. Zum Einrücken der Überbrückungskupplung 55 wird der Kolben 54 in eine zweite Grenzstellung in Richtung zur Anpressplatte 112 bewegt, so dass die Lamellen 66, 68 zur Übertragung eines Drehmomentes in Achsrichtung belastet sind, und zwar über eine axial zwischen dem Druckstempel 110 des Kolbens 54 und der dem Kolben 54 nächstliegenden Lamelle 66 angeordnete Axialfeder 114. Die Axialfeder 114 ermöglicht ein weiches Einrücken der Überbrückungskupplung 56 sowie ein Rückstellen des Kolbens 54 in seine erste Grenzstellung, sobald der in der Kammer 55 anliegende Druck gegenüber dem Druck im hydrodynamischen Kreis 24 wieder abgesenkt ist.

Zurückkommend auf das getriebeseitige Stützelement 100 zwischen der Axiallagerung 29 an der Pumpenradnabe 11 und dem Leitrad 23, weist dieses Stützelement 100 eine der Axiallagerung 29 zugewandte Stützelementen-Lagerseite 120 auf, während eine dem Leitrad 23 zugewandte Stützelementen-Leitradseite 124 in den Freilauf 27 des Leitrades 23 axial eingreift, und zwar, sich am äußeren Laufring 144 des Freilaufes 27 axial abstützend, im Wesentlichen in einen radialen Erstreckungsbereich zwischen diesem Laufring 144 und einem radial inneren Laufring 146, wobei

dieser Erstreckungsbereich des Freilaufes 27 über Wälzkörper 150 verfügt. Dadurch ist das Leitrad 23 über den Freilauf 27 gegenüber dem getriebeseitigen Stützelement 100 zentriert und axial festgelegt. Das getriebeseitige Stützelement 100 ist seinerseits gegenüber der Axiallagerung 29 zentriert und axial mit dieser in Anlage, wobei
5 die Axiallagerung 29 an der Pumpenradnabe 11 zentriert und axial gesichert gehalten ist. Motorseitig ist das Leitrad 23 ebenfalls zentriert und axial gesichert aufgenommen, und zwar durch das motorseitige Stützelement 102, das sich mit einer der Axiallagerung 35 zugewandten Stützelementen-Lagerseite 122 an der Turbinennabe 33 abstützt und mit einer dem Leitrad 23 zugewandten Stützelementen-Leitradseite
10 126 am radial äußeren Laufring 144 des Freilaufes 23. Auch das motorseitige Stützelement 102 greift, wie bereits das getriebeseitige Stützelement 100, mit seiner Stützelementen-Leitradseite 126 im Wesentlichen in den radialen Bereich des Freilaufes 27, in welchem dessen Wälzkörper 150 enthalten sind.

Über diese Zentrier- und axiale Sicherungsfunktion der Stützelemente 100, 102 hinausgehend, sind diese zudem mit Strömungsdurchgängen 128, 130 versehen. Durch die Strömungsdurchgänge 128 des getriebeseitigen Stützelementes 100 wird die radial zwischen der Pumpenradnabe 11 und der Stützwelle 30 verlaufende, erste Strömungsleitung 164 mit dem hydrodynamischen Kreis 24 verbunden. Die erste
20 Strömungsleitung 164 steht über Radialdurchgänge 166 in der Stützwelle 30 mit der zweiten Strömungsleitung 168 radial zwischen der Stützwelle 30 und der Getriebeeingangswelle 36 in Strömungsverbindung. Die zweite Strömungsleitung 168 steht im Wesentlichen mit den Strömungsdurchgängen 130 des motorseitigen Stützelementes 102 in Strömungsverbindung.

Bei der vorliegenden Ausführung des Drehmomentwandlers 1 soll der hydrodynamische Kreis 24 im Wesentlichen über die Strömungsdurchgänge 128 des getriebeseitigen Stützelementes 100 versorgt werden. Im Gegensatz dazu soll über die Strömungsdurchgänge 130 des motorseitigen Stützelementes 102 eine Durchflussregelung des hydrodynamischen Kreises 24 ermöglicht werden. Diese Funktionsaufteilung der beiden Stützelemente 100, 102 führt zu einer größeren Dimensionierung
30 der Strömungsquerschnitte der Strömungsdurchgänge 128 im getriebeseitigen

Stützelement 100 gegenüber den Strömungsquerschnitten der Strömungsdurchgänge 130 im motorseitigen Stützelement 102. Beim getriebeseitigen Stützelement 100 ist beispielsweise ein großer Strömungsquerschnitt an den Strömungsdurchgängen 128 erzielbar, indem, ausgehend von einem Strömungsbett 136 jedes Strömungsdurchganges 128, sich die beidseits des Strömungsbettes 136 anschließenden Begrenzungswände 140 mit hinreichender Weite in Richtung zum benachbarten Freilauf 27 und damit bis zur Stützelementen-Leitradseite 124 erstrecken. Auch die Strömungsdurchgänge 130 des motorseitigen Stützelementes 102 verfügen jeweils über ein Strömungsbett 138, von welchem sich Begrenzungswände 142 in Richtung zum benachbarten Leitrad 27 und damit bis an die Stützelementen-Leitradseite 126 erstrecken, jedoch ist die Erstreckungsweite der Begrenzungswände 142 zwischen dem Strömungsbett 138 und der Stützelementen-Leitradseite 126 kleiner als die Erstreckungsweite der Begrenzungswände 140 zwischen dem Strömungsbett 136 und der Stützelementen-Leitradseite 124. Zwangsläufig ergeben sich damit am getriebeseitigen Stützelement 100 in Achsrichtung tiefere Strömungsdurchgänge 128 als am motorseitigen Stützelement 102. Selbstverständlich müssen die Strömungsdurchgänge 128, 130 an den Stützelementen 100, 102 nicht zwingend von unterschiedlicher Tiefe sein, sondern sie können, um unterschiedliche Durchflussleistungen zu erzeugen, sich auch bezüglich ihrer Dimensionierung im Umfangsrichtung voneinander unterscheiden, wobei in diesem Fall das Strömungsbett 136 des Strömungsdurchganges 128 des getriebeseitigen Stützelementes 100 in Umfangsrichtung breiter ausgebildet ist als das Strömungsbett 138 des Strömungsdurchganges 130 des motorseitigen Stützelementes 102. Auch ist eine Kombination unterschiedlich breiter Strömungsbetten 136, 138 mit unterschiedlich hohen Begrenzungswänden 140, 142 denkbar zur Erzielung von Strömungsdurchgängen 128, 130 mit unterschiedlichen Strömungsquerschnitten.

Die Begrenzungswände 140, 142 der Stützelemente 100, 102 verfügen im Wesentlichen im radialen Erstreckungsbereich der Wälzkörper 150 des Freilaufes 27 über ihre größte axiale Erstreckungsweite. Bevorzugt in diesem Radialbereich, in welchem auch die jeweilige Axiallagerung 29, 35 jeweils in Anlagekontakt mit der jeweils zugeordneten Stützelementen-Lagerseite 120, 122 steht, sind die Stützelemente 100,

102 jeweils mit Versteifungen 132, 134 versehen, die, jeweils innerhalb der Strömungsdurchgänge 128, 130 angeordnet, einerseits über eine Verbindung mit dem Strömungsbett 136, 138 und andererseits über eine Verbindung mit den Begrenzungswänden 140, 142 verfügen. Die Versteifungen 132, 134 sind, jeweils in Richtung zum benachbarten Leitrad 23 vorspringend, gegenüber dem jeweiligen Strömungsbett 136, 138 erhaben ausgebildet und bewirken einerseits aufgrund der durch sie bedingten Materialanhäufung im Radialbereich der Stützelementen-Lagerseite 120, 122 eine erhöhte Stabilität gegenüber Axialkräften, die von den jeweils an der Stützelementen-Lagerseite 120, 122 anliegenden Axiallagerungen 29, 35 ausgeübt werden, und andererseits verbinden die Versteifungen 132, 134 im Erstreckungsbereich der Strömungsdurchgänge 128, 130 bevorzugt die beiden Begrenzungswände 140, 142 miteinander, sodass von der Stützelementen-Lagerseite 120, 122 eingeleitete Axialkräfte über die Versteifungen 132, 134 auf die benachbarten Stützelementen-Leitradseiten 124, 126 übertragen werden können, sodass auf diese Weise eine von der Axiallagerung 29, 35 aufgenommene Axialkraft an den radial äußeren Laufring 144 des Freilaufes 27 weitergeleitet werden kann. Durch Verwendung der Versteifungen 132, 134 ist somit die Möglichkeit gegeben, die Strömungsdurchgänge 128, 130 der Stützelemente 100, 102 jeweils an deren dem Leitrad 23 zugewandten Seite auszuführen, sodass die Axiallagerungen 29, 35 bevorzugt jeweils als „Kompaktlager“ ausgebildet werden können, die sich dadurch auszeichnen, dass vorzugsweise nadelförmige Wälzkörper 156, 158 jeweils mit Lagerscheiben 170, 172 zusammenwirken, die mit sehr geringem Querschnitt ausgebildet sind und daher Axialkräfte, die jeweils durch die Wälzkörper 156, 158 in Richtung zu den Stützelementen 100, 102 weitergeleitet werden, mit teilweise vergleichbar hoher Linienbelastung an die Stützelemente 100, 102 übertragen werden.

Von der ersten Strömungsleitung 164 einströmendes viskoses Medium fließt über die Strömungsdurchgänge 128 des getriebeseitigen Stützelementes 100 nach radial außen, wo es zwar durch die Versteifungen 132 geringfügig in Richtung zum motorseitigen Stützelement 102 umgelenkt werden kann, jedoch sind am Freilauf 27 Maßnahmen getroffen, durch welche der weitaus überwiegende Teil des viskosen Medi-

ums die Versteifungen 132 des getriebeseitigen Stützelementes 100 umströmt, um danach radial weiter nach außen in den hydrodynamischen Kreis 24 vorzudringen.

5 Eine dieser Maßnahmen am Freilauf 27 kann beispielsweise in einem vergleichsweise engen Strömungsquerschnitt des motorseitigen Stützelementes 102 liegen, sodass allein bereits aufgrund dieser Maßnahme die Strömungsdurchgänge 130 des motorseitigen Stützelementes 102 eine Drosselfunktion übernehmen, die ein Nachströmen viskosen Mediums über einen Strömungsweg 152 zumindest erheblich behindern, wobei dieser Strömungsweg 152 im radialen Erstreckungsbereich der
10 Wälzkörper 150 des Freilaufes 27 liegt, und zwar – in Umfangsrichtung – zwischen jeweils zweien der Wälzkörper 150. Insofern handelt es sich bei diesem Strömungsweg 152 um eine Restleckageverbindung 154, sodass wirksam vermieden ist, dass über die Strömungsdurchgänge 128 des getriebeseitigen Stützelementes 100 einfließendes viskoses Medium auf direktem Weg über den Strömungsweg 152 entlang
15 der Strömungsdurchgänge 130 des motorseitigen Stützelementes 102 den Bereich unverzüglich wieder verlassen kann, ohne zuvor dem hydrodynamischen Kreis 24 zur Verfügung gestanden zu haben.

Am motorseitigen Stützelement 102 können die Versteifungen 134 einerseits diese
20 Drosselfunktion verstärken, weshalb sie als Drosselement 148 wirksam sind, sie können andererseits aber auch vom hydrodynamischen Kreis 24 kommendes viskoses Medium in Richtung zum getriebeseitigen Stützelement 100 umlenken und dadurch die Restleckageverbindung 154 mit Fluid befüllen, wodurch ein Nachströmen viskosen Mediums vom getriebeseitigen Stützelement 100 erheblich reduziert werden kann. Des Weiteren kann vorgesehen sein, im Erstreckungsbereich der Restleckageverbindung 154 eine Strömungsumlenkung 160 vorzusehen, welche die Restleckageverbindung 154 zumindest teilweise verschließt. Die Strömungsumlenkung
25 160 kann in Form eines in den Freilauf 27 eingesetzten Dichtbleches (Fig. 1) realisiert sein, das, im Wesentlichen radial zwischen den beiden Laufringen 144, 146
30 angeordnet, sich im Wesentlichen im Erstreckungsbereich der Wälzkörper 150 befindet und somit die Restleckageverbindung 154 teilweise oder vollständig gegenüber dem Strömungsdurchgang 130 des motorseitigen Stützelementes 102 trennt.

Viskoses Medium, das aus dem hydrodynamischen Kreis 24 abströmen soll, fließt über den Strömungsdurchgang 130 des motorseitigen Stützelementes 102 in die zweite Strömungsleitung 168, die ebenso wie die erste Strömungsleitung 164 und die Mittenbohrung 37 der Getriebeeingangswelle 36 an eine nicht gezeigte, in üblicher Weise ausgebildete Druckquelle angeschlossen ist. Eine derartige Druckquelle ist beispielsweise in der DE 44 23 640 C2 in Fig. 1 zeichnerisch dargestellt.

10 FRP Zi/ke

Bezugszeich nliste**EPO - Munich
80
12. Juni 2003**

1. hydrodyn. Drehmomentwandler	38,39 Abdichtung
3. Drehachse	40. Übergangsraum
5. Wandlergehäuse	44. Axiallagerung
7. Wandlerdeckel	46. Strömungsdurchlass
9. Pumpenschale	50,51 Abdichtung
11. Pumpenradnabe	52. Kolbenfuß
12. Zapfennabe	54. Kolben
13. Lagerzapfen	55. Kammer
15. Befestigungsaufnahme	56. Überbrückungskupplung
16 Pumpenradschaufeln	60. Aufnahmevorrichtung
17. Pumpenrad	62,63 Nietverbindung
19. Turbinenrad	64. Anschlag
21. Turbinenradschale	65. Lamellenpaket
22 Turbinenradschaufeln	66. Außenlamellen
23. Leitrad	68. Innenlamellen
24. hydrodynamischer Kreis	71,72 Verzahnungen
25. Innentorus	74. Verzahnungen
26. Leitradnabe	76. Drehsicherungen
27. Freilauf	77. Außenlamellenträger
28 Leitradschaufeln	78. Innenlamellenträger
29. Axiallagerung	100. getriebeseitiges Stützelement
30. Stützwelle	102. motorseitiges Stützelement
31. Turbinenradfluss	104. Kolbenträger
32 Verzahnung	106. Schiebeführung
33. Turbinennabe	108. Axialrücksprung am Wandlerdeckel
34 Verzahnung	110. Druckstempel des Kolbens
35. Axiallagerung	112. Anpressplatte
36. Getriebeeingangswelle	120,122 Stützelementen-Lagerseite
37. Mittenbohrung	

- 124, 126 Stützelementen-Leitradseite
- 128, 130 Strömungsdurchlässe
- 132, 134 Versteifungen
- 136, 138 Strömungsbett
- 140, 142 Begrenzungswände
- 144, 146 Laufringe des Freilaufs
- 148. Drosselement
- 150. Wälzkörper des Freilaufs
- 152. Strömungsweg
- 154. Restleckageverbindung
- 156, 158 Wälzkörper der Axiallagerungen
- 160. Strömungsumlenkung
- 164. erste Strömungsleitung
- 166. Radialdurchgänge
- 168. zweite Strömungsleitung
- 170, 172 Lagerscheiben

FRP Zi/ke

Z F S a c h s A G - S c h w e i n f u r t

Patentanmeldung

EPO - Munich
80
12. Juni 2003

Patentansprüche

1. Hydrodynamischer Drehmomentwandler mit einem Wandlergehäuse zur Aufnahme zumindest eines Pumpen-, eines Turbinen- und eines Leitrades zur Bildung eines hydrodynamischen Kreises, sowie mit zumindest einer das Leitrad abstützenden Axiallagerung, der zumindest ein Stützelement zugeordnet ist, das an einer der Axiallagerung zugewandten Stützelementen-Lagerseite an der Axiallagerung und an einer von dieser abgewandten Stützelementen-Leitradseite mit einem Bauteil des Leitrades in Anlage kommt, und mit wenigstens einem Strömungsdurchgang für viskoses Medium versehen ist, der eine Verbindung zwischen zumindest einer Strömungsleitung und dem hydrodynamischen Kreis bildet, wobei der Strömungsdurchgang über ein Strömungsbett und, sich an dieses anschließend, über wenigstens eine Begrenzungswand verfügt, die vom Strömungsbett auf das axiale Niveau der entsprechenden Stützelementen-Seite führt,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Stützelement (100, 102) an seiner der Axiallagerung (29, 35) zugewandten Stützelementen-Lagerseite (120, 122) im wesentlichen ebenflächig ausgebildet und an seiner von der Axiallagerung (29, 35) abgewandten Stützelementen-Leitradseite (124, 126) mit wenigstens einem Strömungsdurchgang (128, 130) versehen ist, in dessen Erstreckungsbereich eine Versteifung (132,

134) vorgesehen ist, die eine zumindest partielle Verbindung zwischen dem Strömungsbett (136, 138) des Strömungsdurchganges (128, 130) und der wenigstens einen Begrenzungswand (140, 142) herstellt.

- 5 2. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 1,
 dadurch gekennzeichnet, dass
 der Strömungsdurchgang (128, 130), ausgehend vom Strömungsbett (136, 138), in Richtung der Stützelementen-Leitradseite (124, 126) weisend, erhaben ausgebildet ist.
- 10 3. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 2,
 dadurch gekennzeichnet, dass
 das Stützelement (100) jeweils mit seiner Stützelementen-Leitradseite (124, 126) einen der Laufringe (144, 146) eines Freilaufes (27) als Bauteil des Leit-
15 rades (23) axial positioniert und mit seiner Versteifung (132, 134) jeweils in
 Richtung dieses Leitrades (23) gegenüber dem Strömungsbett (136, 138) vorspringt.
4. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 2 oder 3,
20 **dadurch gekennzeichnet, dass**
 am Stützelement (100, 102) die Versteifung (132, 134) im wesentlichen senkrecht zum Strömungsdurchgang (128, 130) verläuft.
5. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 2, 3 oder 4,
25 **dadurch gekennzeichnet, dass**
 das Stützelement (100, 102) bei getriebeseitiger Anordnung gegenüber dem
 Leitrad (23) mit seiner Stützelementen-Lagerseite (120) an einer getriebeseitigen Axiallagerung (29) zur Anlage kommt, die sich an einer abtriebsseitigen
 Pumpenradnabe (11) des Wandlergehäuses (5) abstützt.
- 30 6. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 2, 3 oder 4,
 dadurch gekennzeichnet, dass

das Stützelement (102) bei motorseitiger Anordnung gegenüber dem Leitrad (23) mit seiner Stützelementen-Lagerseite (122) an einer motorseitigen Axiallagerung (35) zur Anlage kommt, die sich an einer Turbinennabe (33) des Turbinenrades (19) abstützt.

5

7. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 6 **dadurch gekennzeichnet, dass**

bei Anordnung eines ersten Stützelementes (102) motorseitig des Leitrades (23) und eines zweiten Stützelementes (100) getriebeseitig des Leitrades (23) das eine Stützelement (100) über einen Strömungsdurchgang (128) großen Strömungsquerschnittes zur wesentlichen Versorgung des hydrodynamischen Kreises (24) mit viskosem Medium verfügt, während das andere Stützelement (102) mit einem Strömungsdurchgang (130) versehen ist, der gegenüber dem Strömungsdurchgang (128) des erstgenannten Stützelementes (100) zur Einstellung des Volumenstromes im hydrodynamischen Kreis (24) mit reduziertem Strömungsquerschnitt ausgebildet ist.

10

15

8. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass**

20

das getriebeseitige Stützelement (100) mit dem größeren Strömungsdurchgang (128) gegenüber dem motorseitigen Stützelement (102) ausgebildet ist.

9. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 6 oder 7,

25

dadurch gekennzeichnet, dass

bei dem motorseitigen Stützelement (102) die Versteifung (134) als den Strömungsdurchgang (130) einengendes Drosselement (148) wirksam ist.

10. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 9 mit radial zwischen den Freilaufingen des Freilaufes angeordneten Wälzkörpern, **dadurch gekennzeichnet, dass**

30

den Strömungsdurchgängen (128, 130) der beiden Stützelemente (100, 102) im Erstreckungsbereich der Wälzkörper (150) des Freilaufes (23) in Umfangsrichtung zwischen je zweien dieser Wälzkörper (150) jeweils ein Strömungsweg (152) zugeordnet ist, der Teil einer Restleckageverbindung (154) zwischen den beiden Strömungsdurchgängen (128, 130) ist.

11. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 10,
dadurch gekennzeichnet, dass

die Strömungsdurchgänge (128, 130) im wesentlichen in radialer Richtung in der Stützelementen-Leitradseite (124, 126) verlaufen.

12. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass

die Strömungsdurchgänge (128, 130) in Umfangsrichtung jeweils über eine Erstreckung verfügen, die zumindest dem Durchmesser eines Wälzkörpers (156, 158) der dem Stützelement (100, 102) jeweils zugeordneten Axiallagerung (29, 35) entspricht.

13. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach einem der Ansprüche 1 bis 12,
dadurch gekennzeichnet, dass

die Strömungsdurchgänge (128, 130) die jeweilige Versteifung (132, 134) im wesentlichen in demjenigen radialen Erstreckungsbereich der Stützelemente (100, 102) aufweisen, in welchem deren jeweilige Stützelementen-Lagerseite (120, 122) in Kontakt mit der jeweils zugeordneten Axiallagerung (29, 35) steht.

14. Hydrodynamischer Drehmomentwandler nach Anspruch 10,
dadurch gekennzeichnet, dass

der Restleckageverbindung (154) im Kontaktbereich mit dem motorseitigen Stützelement (102) eine Strömungsumlenkung (160) zugeordnet ist, durch welche vom getriebeseitigen Stützelement (100) kommendes viskoses Fluid

zu dem an diesem Stützelement (100) vorgesehenen Strömungsdurchgang (128) rückleitbar ist.

5 FRP/Zi-ke

PatentanmeldungEPO - Munich
80
12. Juni 2003

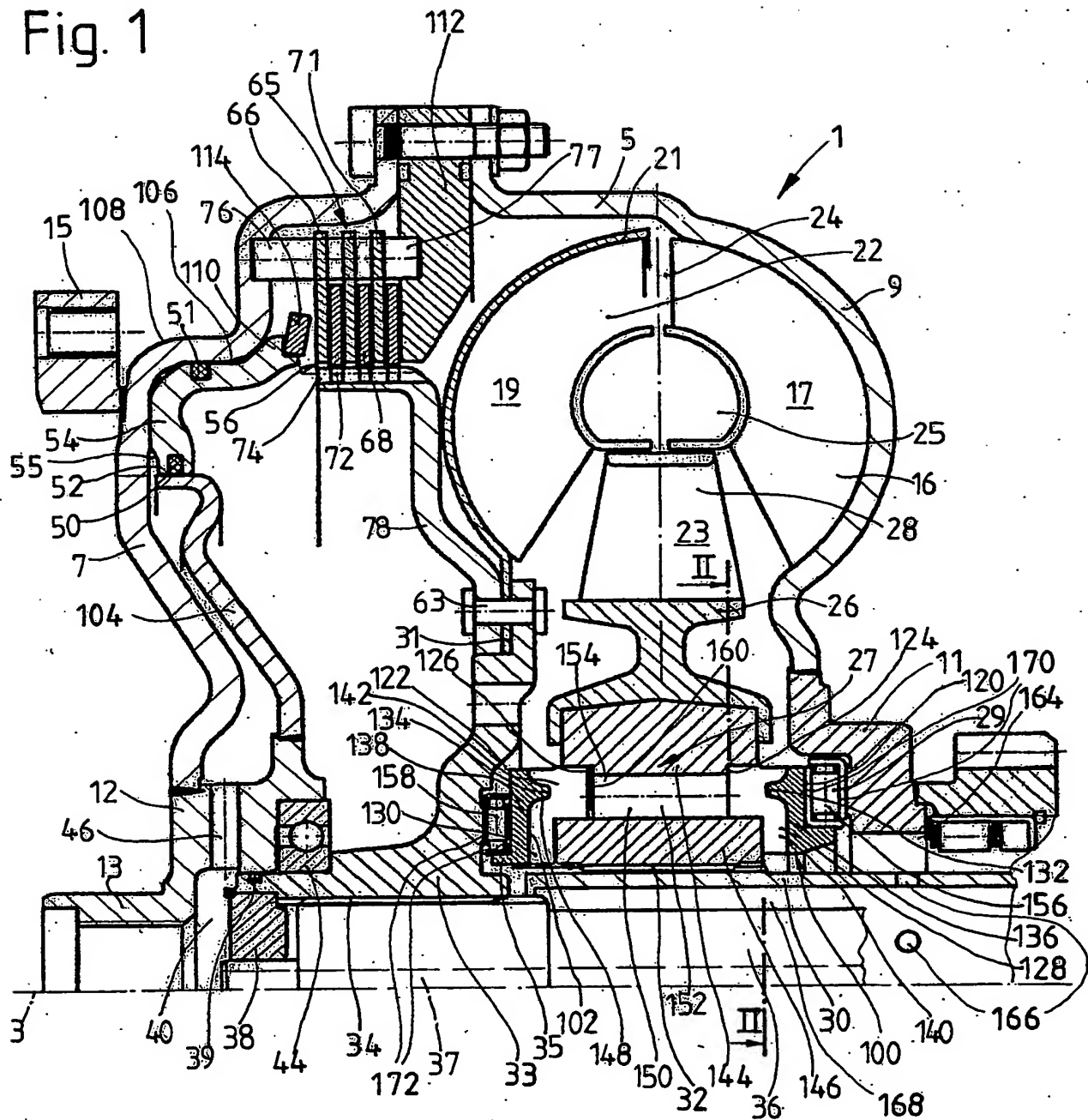
5

Zusammenfassung

Ein hydrodynamischer Drehmomentwandler ist mit einem Wandlergehäuse zur Aufnahme zumindest eines Pumpen-, eines Turbinen- und eines Leitrades zur Bildung eines hydrodynamischen Kreises, sowie mit zumindest einer das Leitrad abstützenden Axiallagerung versehen, der zumindest ein Stützelement zugeordnet ist, das an einer der Axiallagerung zugewandten Stützelementen-Lagerseite an der Axiallagerung und an einer von dieser abgewandten Stützelementen-Leitradseite mit einem Bauteil des Leitrades in Anlage kommt, und mit wenigstens einem Strömungsdurchgang für viskoses Medium ausgebildet ist, der eine Verbindung zwischen zumindest einer Strömungsleitung und dem hydrodynamischen Kreis bildet, wobei der Strömungsdurchgang über ein Strömungsbett und, sich an dieses anschließend, über wenigstens eine Begrenzungswand verfügt, die vom Strömungsbett auf das axiale Niveau der entsprechenden Stützelementen-Seite führt. Das Stützelement ist an seiner der Axiallagerung zugewandten Stützelementen-Lagerseite im wesentlichen ebenflächig ausgebildet und an seiner von der Axiallagerung abgewandten Stützelementen-Leitradseite mit wenigstens einem Strömungsdurchgang versehen, in dessen Erstreckungsbereich eine Versteifung vorgesehen ist, die eine zumindest partielle Verbindung zwischen dem Strömungsbett des Strömungsdurchganges und der wenigstens einen Begrenzungswand herstellt.

(Fig. 1)

Fig. 1



2/2

Fig. 2

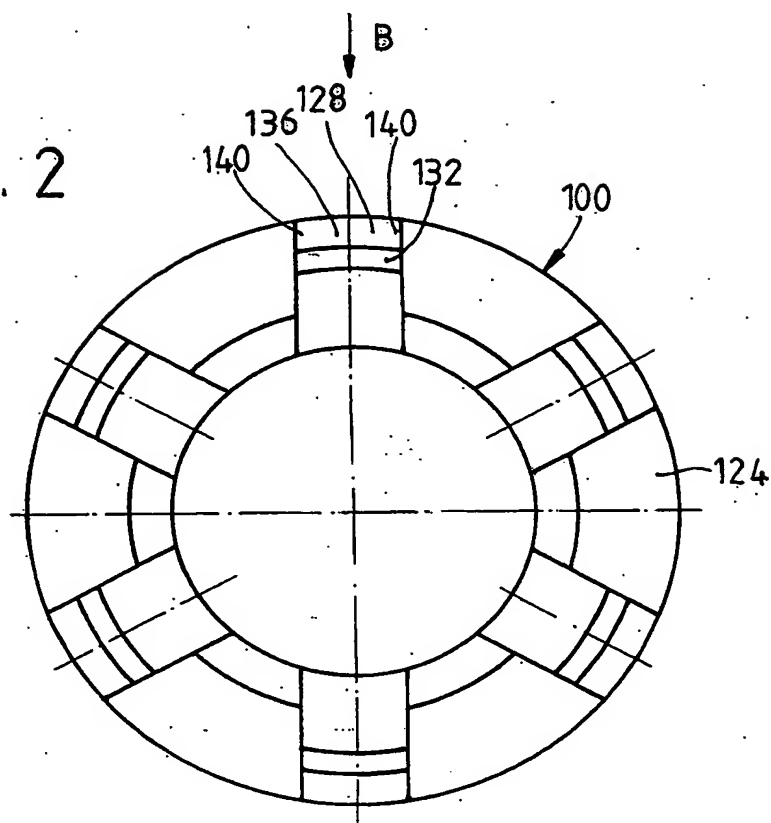


Fig. 3

